

# EUROPEAN PATENT OFFICE

## Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 03279010  
PUBLICATION DATE : 10-12-91

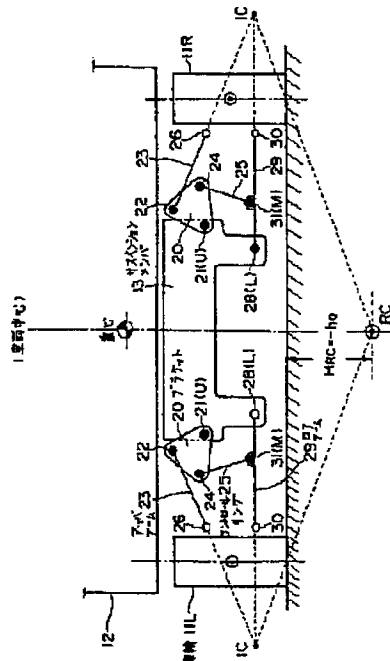
APPLICATION DATE : 28-03-90  
APPLICATION NUMBER : 02080457

APPLICANT : NISSAN MOTOR CO LTD;

INVENTOR : NOZAKI HIROMICHI;

INT.CL. : B60G 3/20

TITLE : SUSPENSION FOR VEHICLE



ABSTRACT : PURPOSE: To increase the turning stability of a vehicle by applying the constitution wherein the ends of upper and lower arms at the side of a wheel are kept near each other, one of the aforesaid arms at the side of a body is connected to the body via a turning link and this turning link is connected to the other arm with a control link, respectively in the suspension device of double wishbone type or the like.

CONSTITUTION: A bracket 20 of approximately triangular form as a turning link is fitted to a suspension member 13 at the side of a wheel. In addition, an upper arm 23 at the side of a body is connected to the upper apex of the bracket 20 via a rubber bush 22. Also, a control link 25 is connected to the lower apex via a rubber bush 24, and the other end thereof is connected to a lower arm 29 via a rubber bush 31. The lower arm 29 at the side of the body is connected to the suspension member 13. Furthermore, the ends of the lower arm 29 and upper arm 23 at the side of the wheel are so positioned as to be tensioned toward each other and respectively connected to a wheel knuckle. According to the aforesaid construction, the turning stability of a vehicle is improved.

COPYRIGHT: (C)1991,JPO&Japio

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-279010

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>  
B 60 G 3/20

識別記号 庁内整理番号  
8817-3D

④ 公開 平成3年(1991)12月10日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全8頁)

⑭ 発明の名称 車両用サスペンション

⑯ 特 願 平2-80457

⑰ 出 願 平2(1990)3月28日

⑱ 発 明 者 野 崎 博 路 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑳ 代 理 人 弁理士 森 哲 也 外3名

明 細 書

1. 発明の名称

車両用サスペンション

2. 特許請求の範囲

- (1) 車体側部材及び各車輪間に揺動可能に介在させた  
アッパーリンク及びロアリンクを有する車両用  
サスペンションにおいて、

前記アッパーリンク及びロアリンクを車両前後  
方向からみたときに、両リンクが車両外側に向か  
って窄むように両リンクを配置するとともに、

前記アッパーリンク及びロアリンクの内の一  
方のリンクの車体側端部を揺動可能に支持し且つ前  
記車体側部材の所定取付位置に回転自在に取り付  
けた回転リンクと、この回転リンクの前記所定取  
付位置よりも車輪寄りの取付位置と前記他方のリ  
ンクとを連結するコントロールリンクとを設けた  
ことを特徴とする車両用サスペンション。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

この発明は、車両用サスペンションに係り、と

くに、車体及び車輪間に少なくともアッパーリ  
ンク及びロアリンクを揺動可能に介在させたダブル  
ウィッシュボーン形式、マルチリンク形式などの  
車両用サスペンションに関する。

〔従来の技術〕

従来、この種の車両用サスペンションとしては  
第6図に示す構成のものが知られている。このサ  
スペンションはダブルウィッシュボーン形式のも  
のであって、同図中、1は車輪、2は車体、3は  
車体2に設けたサスペンションメンバーである。  
そして、車輪1側の図示しないナックル及びサス  
ペンションメンバー3間には、アッパアーム4、ロ  
アアーム5が配設されており、各アーム4、5の  
車輪側端部はボールジョイント6を介してナック  
ルに連結され、且つ、車体側端部はゴムブッシュ  
7を介してサスペンションメンバー3に連結され  
ている。

このようなサスペンション構造においてロール  
センタ高さは周知の如く、アッパアーム4、ロア  
アーム5の延長線状の交点IC(サスペンション

ストロークの瞬間中心)とタイヤトレッドの中心(接地部)とを結んだ線分(スウィングアーム)が、車体中心線と交わる点R C(ロールセンタ)の路面からの高さ $H_{RC}$ として得られる(昭和53年発行 自動車技術会編「新編・自動車工学ハンドブック」参照)。

〔発明が解決しようとする課題〕

上述した第6図のサスペンション構造にあっては、両アーム4、5の取付け状況を車両前後方向からみた場合、車両内側に向かって窄む傾きとなっているため、バウンド時には第7図(a)に示す如く、アッパーアーム4の車幅方向投影長さ(以下、横方向長さという)が初期状態よりも短くなり、ロアアーム5の横方向長さが逆に長くなるから、車輪1はネガティブ方向のキャンバ角変化となる。

しかしながら、車輪の瞬間回転中心I Cが車両内側に位置しているから、第8図(a)に示すように高横加速度(G)旋回時には、外輪のコーナリングフォース $CF_z$ による上向きに作用する荷重移動量「 $\Delta W_{out} = CF_z \cdot \tan \theta_z$ 」が、内輪の

コーナリングフォース $CF_l$ による下向きに作用する荷重移動量「 $-\Delta W_{in} = CF_l \cdot \tan \theta_l$ 」よりも大きくなり(高G旋回時には $CF_l < CF_z$ であるから)、全体としてジャッキアップとなる。

そこで、前述した第6図の両アーム4、5の成す前後方向の形状を第8図(b)に示す如く、車両外側に向かって窄む取付角とすると、車輪1の瞬間回転中心I Cが車両外側に位置し、これによりロールセンタR Cが路面下方に形成される。つまり、この状態は第8図(a)の場合と反対であり、高G旋回時に、外輪のコーナリングフォース $CF_z$ による下向きに作用する荷重移動量「 $-\Delta W_{out} = CF_z \cdot \tan \theta_z$ 」が、内輪のコーナリングフォース $CF_l$ による上向きに作用する荷重移動量「 $\Delta W_{in} = CF_l \cdot \tan \theta_l$ 」よりも大きくなり、全体としてジャッキダウンとなる。

しかしながら、そのようなバウンド時には第7図(b)に示す如く、アッパーアーム4の横方向長さが初期状態よりも長くなり、ロアアーム5の横方向長さが逆に短くなるから、車輪1はポジティブ

方向のキャンバ角変化となる。

このように、第6図に示す従来のサスペンション構造にあっては、高G旋回時においてネガティブな対地キャンバ角とジャッキダウンとを同時に得ることができないことから、高G旋回時には高い走行安定性が要求されているにも関わらず、その要求に充分応えることができないという問題があった。

本願発明は、このような従来サスペンションの有する問題に着目してなされたもので、その解決しようとする課題は、高G旋回時において外輪の対地キャンバ角をネガティブにし、且つ、車両のジャッキダウン効果も得るようにし、これにより旋回安定性の向上を図ることにある。

〔課題を解決するための手段〕

上記課題を解決するために、本願発明は、車体側部材及び各車輪間に揺動可能に介在させたアッパーリンク及びロアリンクを有する車両用サスペンションにおいて、前記アッパーリンク及びロアリンクを車両前後方向からみたときに、両リンク

が車両外側に向かって窄むように両リンクを配置するとともに、前記アッパーリンク及びロアリンクの内の一方のリンクの車体側端部を揺動可能に支持し且つ前記車体側部材の所定取付位置に回動自在に取り付けた回動リンクと、この回動リンクの前記所定取付位置よりも車輪寄りの取付位置と前記他方のリンクとを連結するコントロールリンクとを設けている。

〔作用〕

本願発明では、アッパーリンク及びロアリンクにより形成される車輪の瞬間回転中心が自己の車輪に対向した車両外側に位置し、これにより、ロールセンタは路面下方に位置し、高G旋回時のバウンド状態ではジャッキダウン効果を得る。

これとともに、旋回時には、両リンクの車両上方向への揺動に伴って、コントロールリンクが回動リンクとの連結点を上方向に付勢する。これにより、回動リンクは車体側部材との取付位置を中心に回転変位し、この結果、アッパーリンクが車両内側に引き込まれ(一方のリンクがアッパーリ

リンクの場合)又はロアリンクが車両外側に押し出され(一方のリンクがロアリンクの場合)、外輪の対地キャンパー角がネガティブとなる。

このように高旋回状態ではジャッキダウン効果と外輪のネガティブキャンパーとが同時に確保され、旋回安定性が著しく向上する。

〔実施例〕

以下、本願発明の実施例を図面を用いて説明する。

(第1実施例)

第1実施例を第1図乃至第3図に示す。

第1図及び第2図は、前後輪共にダブルウィッシュボーン形式のサスペンションを有して成る車両を後側より見た構成を示している。

同図中、11L、11Rは後左、後右車輪を、12は車体を夫々示し、13は車体12側に固定設置された車体側部材としてのサスペンションメンバーを示す。

サスペンションメンバー13は、その車輻方向の両側部の上側所定位置に上側ビボット位置(車

輪側取付点)Uが各々設定され、また該取付点Uの下側の所定位置に下側ビボット位置Lが各々設定されている。サスペンションメンバー13の車輪に対向する側部には、回動リンクとしてのブラケット20が各々取り付けられる。ブラケット20は図示の如く車両前後方向からみて略三角形に形成されており、その内の一つの頂点部がゴムブッシュ21を介してサスペンションメンバー13の上側ビボット位置Uに連結され、これによりブラケット20はゴムブッシュ21の中心軸回りに回動可能になっている。

ブラケット20の残り2つの頂点部の内、上方の頂点部はゴムブッシュ22を介してアッパーリンクとしてのアッパーアーム23の車体側端部に連結されるとともに、下方の頂点部はゴムブッシュ24を介してコントロールリンク25に連結されている。アッパーアーム23の車輪側端部はナックル(図示せず)の上端部にボールジョイント26を介して取り付けられている。

一方、サスペンションメンバー13の下側ビボ

ット位置L、Lの夫々には、ゴムブッシュ28を介してロアリンクとしてのロアアーム29の車体側端部が取り付けられ、このロアアーム29の車輪側端部がナックルの下端部にボールジョイント30を介して取り付けられている。さらに、各ロアアーム29は、車両前後方向からみてブラケット20のゴムブッシュ24の位置よりも車体内側の所定中間位置に設定された係止位置Mを有する。そして、前述したコントロールアーム25の他端が係止位置Mでゴムブッシュ31を介してロアアーム29に連結されている。

ここで、上述した構成を平地直進時に車両前後方向からみた場合、各ブラケット20のゴムブッシュ24の位置はゴムブッシュ22の位置よりも車体外方となるように位置決めされ、ゴムブッシュ22の位置はゴムブッシュ21(上側ビボット位置U)の位置よりも車体外方となるように位置決めされている。さらに、各アッパーアーム23は車体側よりも車輪側の方が低い状態で位置決めされ、これにより、車両前後方向からみると、両

アーム23、29は図示の如く車体外側に向かって窄む形状を成している。

なお、前輪側も上述と同一の構成になっている次に、本第1実施例の動作を説明する。

いま良路を定速直進しているとすると、この状態では、車体に作用する慣性力及び上下力が無いから、車体はほぼフラットに保持され、左右のパネ上、パネ下間の相対距離が同一に保持され、第1図に示すアーム23、29の傾きを成す。つまり、アッパーアーム23及びロアアーム29は車輪に近づくほど、相互に接近して窄まる形状になっているから、両アーム23、29の揺動軸を仮想的に延長して形成される瞬間回転中心ICは夫々、自己の車輪11L、11Rに面した車両外側に形成される。このため、ロールセンターRCの高さhは $H_{xc} = -h$ 。(路面下方を負にとる)となる。

この直進走行から高横加速度の旋回走行に移行したとする。これにより、車体12は作用する慣性力Fとロール剛性に応じたロール角で、例えば左輪11L側で車体12が沈み込み且つ右輪11

R側で車体12が浮き上がるローリング状態となる。このローリング状態に至る過程で、外輪11L側の車体沈み込み（即ち相対的には外輪11Lのバウンド）に伴い、アッパーアーム23及びロアアーム29が所定の揺動面内を上方に変位しようとし、内輪11R側の車体浮き上がり（即ち相対的には内輪11Rのリバウンド）に伴い、アッパーアーム23及びロアアーム29が所定の揺動面内を下方に変位しようとする。

このため、外輪11L側では、第2図に示すように、サスペンションメンバー13の上側ピボット位置Uが下降し且つコントロールリンク25が上方に付勢されるから、回動リンク20がピボット位置Uを中心に同図矢印Rの如く時計回り（車両後ろ側からみて）に回動する。これによって、アッパーアーム23が車両中心部寄りに引き込まれるから、外輪11Lの対地キャンパー角が第3図に示す如くネガティブ方向に変化する。一方、内輪11R側では、上述とは反対の作用によって回動リンク20が時計回りの回転移動され、アッ

パーアーム23の車体外方向への変位が許容されて、内輪11Rの対地キャンパー角が第3図に示す如くポジティブ方向に変化する。

このローリング状態においては、外輪側、内輪側の瞬間回転中心 $I_{C_{out}}$ 、 $I_{C_{in}}$ が共に自己の車輪11L、11Rに対向する車両外側の位置となるから、外輪側ロールセンター $RC_{out}$ （高さは $-h_{out}$ ）及び内輪側ロールセンター $RC_{in}$ （高さは $-h_{in}$ ）が共に路面下方となる。ここで、 $|h_{out}| > |h_{in}|$ である。このため、内外輪の荷重移動量 $\Delta W_{in}$ 、 $\Delta W_{out}$ （アーム反力分）は前述したと同様に、外輪11L側で、コーナリングフォース $CF_z$ として、

$$-\Delta W_{out} = -CF_z \cdot \tan \theta_z$$

内輪11R側で、コーナリングフォース $CF_r$ として、

$$\Delta W_{in} = CF_r \cdot \tan \theta_r$$

となり、高G旋回状態になるにつれて、即ちスキッド限界に近づくにつれてとくに $CF_z > CF_r$ 、且つ $\theta_z > \theta_r$ となるため、外輪コーナリングフ

ォース $CF_z$ のジャッキダウンに対する影響が大きくなり、下向き力「 $-\Delta W_{out}$ 」が上向き力「 $\Delta W_{in}$ 」を上回って、ジャッキダウン効果が得られる。

このように本第1実施例では、高G旋回状態にあって、外輪の対地キャンパー角がネガティブに変化又はネガティブ傾向を強め、且つ、車体のジャッキダウン効果も得られるから、従来のように何れか一方のみしか得られない場合に比べて、旋回安定性が格段に向上する。

#### （第2実施例）

次に、第2実施例を第4図及び第5図に基づき説明する。ここで、第1実施例と同一の構成要素については同一の符号を用いて、説明を省略又は簡略化する。

この第2実施例は、ロアリンク側に回動リンクを構成するものである。具体的には、サスペンションメンバー13の下側ピボット位置Lにゴムブッシュ40を介して、略三角形形状の回動リンク41を連結し、この回動リンク41の別の頂点部に

ロアリンクとしてのロアアーム42をゴムブッシュ43を介して連結している。また、アッパーリンクとしてのアッパーアーム44は、サスペンションメンバー13の上側ピボット位置U及びナックル間に揺動可能に連結されている。アッパーアーム44の係止位置Mはゴムブッシュ45を介してコントロールリンク46の一端に連結され、該リンク46の他端は回動リンク41の残りの頂点部にゴムブッシュ47を介して連結されている。さらに、アッパーアーム44、ロアアーム42は、車両前後方向からみて自己の車輪側に窄んだ形状を成した状態で配置されている。その他は第1実施例と同一構成になっている。

このため、旋回時のバウンド状態では、第5図中の実線で示すように、両アーム44、42の車体側への揺動に伴って回動リンク41も車体2側に向かって回転変位する。このとき、回動リンク41のロアアーム取付点43が自己の車輪側に膨らんだ軌跡を描くから、これに付勢されてロアアーム42が自己の車輪側に押し出されつつ移動し

て車輪 11R (11L) の対地キャンパー角がネガティブ傾向となる。内輪 11L (11R) 側は反対の作動により、ポジティブ傾向となる。

一方、車輪の瞬間回転中心は夫々、車両外側となるから、ロールセンターも路面下方に位置して、第1実施例と同様にジャッキダウン効果が得られる。

したがって、本第2実施例によっても第1実施例と同等の作用効果が得られる。

なお、本願発明における回転リンクは前記各実施例に述べたような略三角形のものに限定されことなく、車体側部材であるサスペンションメンバーの回転リンクに対するピボット位置（車輪側取付位置）が、回転リンクのコントロールリンクに対する取付位置よりも、車両前後方向からみて車両内側であることを維持できる形状であればよい。

また、本願発明を適用する車両用サスペンションの形式は、前述したようにダブルウィッシュボーン形式のものに限定されことなく、所謂、マ

ルチリンク形式であってもよい。

〔発明の効果〕

以上説明したように本願発明は、車両前後方向からみたとき、アッパーリンク及びロアリンクが車両外側に向かって窄むように両リンクを配置するとともに、アッパーリンク（又はロアリンク）の車体側端部を揺動可能に支持し且つ車体側部材の所定取付位置に回転自在に取り付けた回転リンクと、この回転リンクの所定取付位置よりも車輪寄りの取付位置とロアリンク（又はアッパーリンク）とを連結するコントロールリンクとを設けているため、車輪の瞬間回転中心は車両外側に形成され、ロールセンターは路面下方に形成されることから、高横加速度旋回時には外輪側のコーナリングフォースに因る押し下げ力が優勢となってジャッキダウン効果が得られるとともに、旋回時の外輪側がバウンド（バンプ）状態に移行する際、コントロールリンクが回転リンクを車両上方方向に相対的に付勢することから、回転リンクが車体側部材との所定取付位置を中心に回転移動し、この

移動に伴ってアッパーリンクが車両内側に変位（又はロアリンクが車両外側に変位）して、外輪の対地キャンパー角がネガティブとなり又はネガティブ傾向を強める。この結果、従来のようにジャッキダウン又はネガティブキャンパーの何れかしか得られなかった構造のものに比べて、とくに、高横加速度旋回時における旋回安定性を格段に高めることができるという効果がある。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図乃至第3図は本願発明の第1実施例を示す図であって、第1図は車両後側からみたときの概略構成図、第2図は旋回時の外輪側ブラケットの回転状況を説明する説明図、第3図は旋回時のローリング状態を示す説明図である。第4図及び第5図は本願発明の第2実施例を示す図であって、第4図は車両後側からみたときの片輪についての概略構成図、第5図は外輪側のバウンド状態を示す説明図である。第6図は従来例を示す、車両後側からみたときの概略構成図、第7図(a)(b)は夫々従来構造のキャンパー変化のメカニズムを示す説

明図、第8図(a)(b)は夫々ジャッキアップ、ジャッキダウンのメカニズムを示す説明図である。

11L, 11R…車輪、13…サスペンションメンバー、20, 41…ブラケット、21…ゴムブッシュ（上側ピボット位置U）、23, 44…アッパーアーム、25, 46…コントロールリンク、28, 40…ゴムブッシュ（下側ピボット位置L）、29, 42…ロアアーム

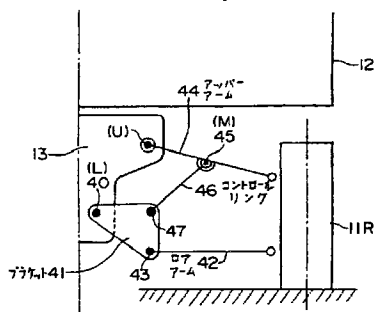
特許出願人

日産自動車株式会社

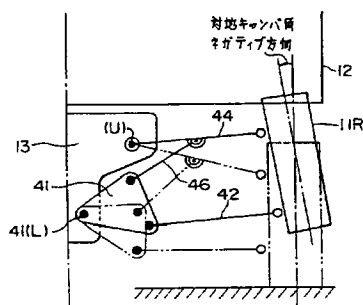
代理人 弁理士 森 哲 也  
弁理士 内 藤 嘉 昭  
弁理士 清 水 正  
弁理士 大 賀 直 司



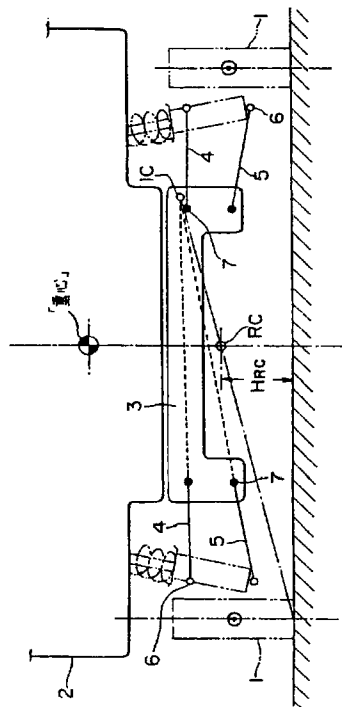
第4図



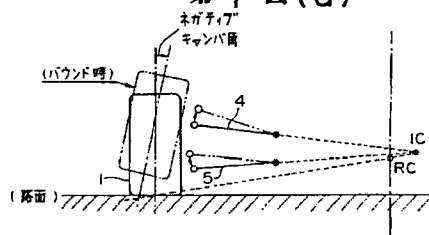
第5図



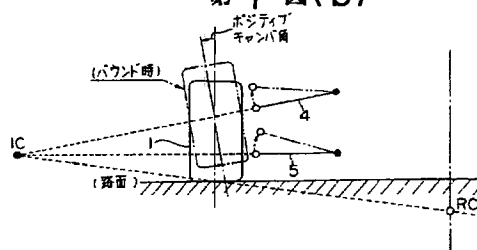
第6図



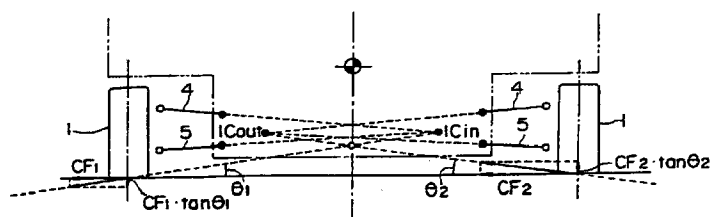
第7図(a)



第7図(b)



第8図(a)



第8図(b)

